编号：163294

三角形曲面涡产生器翅片传热特性实验研究

贾法，王良璧, 党伟, 葸志鹏
(兰州交通大学机电工程学院　铁道车辆热工教育部重点实验室　甘肃　兰州　730070)
（Tel：0931-4956556，Email：lbwang@mail.lzjtu.cn）

摘要：为研究三角形涡产生器翅片的传热特性，对 27 个不同的管翅式换热器在一绝热风洞内进行了实验研究。管翅式换热器的翅片间距分别为 1.7 mm、2.0 mm、2.3 mm；考虑的管子外径是 8.9 mm。实验结果给出了 *JF* 因子，努塞尔数 Nu_a 和摩擦阻力系数 f_a 随雷诺数 Re_a 的变化关系。结果表明，三角形曲面涡产生器翅片的换热性能和阻力系数均高于平直翅片，且其收益大于损失。两种涡产生器翅片换热性能相近，但含分流器的三角形曲面涡产生器I翅片的 JF 因子高于同条件的涡产生器II翅片。

关键词：管翅式换热器；曲面三角形涡产生器；传热性能

Experimental Study on the Heat Transfer Characteristics of Curve Triangular Vortex Generators

Jaafar Nugud[1,2] ,Wang Liangbi[1,2] , Dang Wei[1,2] , Xi Zhipeng[1,2]
(1.*School of Mechanical Engineering, Lanzhou Jiaotong University, Lanzhou, Gansu 730070, PR China*)
(2.*Key Laboratory of Railway Vehicle Thermal Engineering of MOE, Lanzhou Jiaotong University, Lanzhou, Gansu 730070, PR China*)

Abstract: In order to study the heat transfer characteristics of curve triangular vortex generators, an experimental study was carried out on 27 different tube bank fin heat exchangers in a thermally-insulated tunnel. The fin spacing of the heat exchangers was varied between 1.7, 2.0 and 3.0 mm, while the tubes outer diameter under consideration was 8.9 mm. This Paper looks at the changes in Nusselt number Nu_a, friction factor f_a and the *JF* factor in relation to Reynolds number Re_a. The results show that the heat transfer characteristics of curve triangular vortex generators (CTVGs) are superior to those of the plain fin. While both CTVGs (I) and (II) have a similar performance, it was shown that the *JF* factor is higher in CTVGs (I) when combined with flow redistributors (FRs).

Key words: Tube bank fin heat exchangers; Curve triangular vortex generators; Heat transfer characteristics.

0. 引言

车用散热器、柴油发动机的机车内部冷却和空调系统是一些使用和证明管翅片式换热器重要性的例子。空气流通通道内管翅片形成的流动结构深受管排机构的影响。管排的设计和配置对通道内产生的流动结构起关键作用。虽然型阻力确实能够通过使用扁平管大幅降低，但是将散热片附到管上所运用的焊接技术会造成过多的能量消耗和环境污染，这也是不使用扁平管的重要原因。尽管如此，一个较为有效的解决方案是用圆管代替，因为在这种情况下散热片和圆管之间通过膨胀连接，制造过程更容易。

当空气流过圆管时出现两个缺陷即，尾迹区的扩大和随后的流型恶化，这会造成较大的压强下降损失并使换热器的传热特征变差。改变空气流通通道的表面几何形状是解决这两个缺陷的方法之一　。

到目前为止，学者们深入研究了许多配有不同涡轮发生器（VGs）的翅片型以便了解通过降低尾迹区域来强化传热。Fiebig[1] 与 Jacobi 和 Shah[2] 全面回顾了传热性能的早期研究，并将涡轮发生器（VGs）应用于紧凑型换热器中。Leu，Wu 和 Jang[3] 发现在管后面安装 45°跨角的边块型涡轮发生器（Block type VGs）的管翅片式换热器其热力性能更好，原因在于 VGs 能够产生纵向涡流并推动流体进入尾迹区以此来改善热传递。Joardar 和 Jacobi[4] 运用具有常规上行流排列的管翅片式换热器中(Common-flow-up array VGs)阵列通过数值解研究了流动和传热强化。结果表明 3 种 VGs 形式使得 *JF* 因子比基础平片情况增加 70%，但压力损失也相应地比原来增加了 41%。

He，Han 和 Tao　等人 [5] 提议利用冲翼式 VG 增加管翅片式换热器的空气侧热传递性能，且他们的

收稿日期：2016-06-20
基金项目：国家自然科学基金项目（No.51236003）

作者简介：贾法（Jaafar Nugud）(1990--)，男，硕士生，主要从事热能工程研究。**通信作者：**王良璧，教授，lbwang@mail.lzjtu.cn

数值研究结果表明对于使用冲压 VGs 的情况，主涡轮对传热提高的有效性并未完全占主导地位，而“角区涡轮”则对传热性能有显著影响。Yang　Bao 和 Youqing　Wang[6] 发现在换热器翅片表面安装或冲压新型纵向 VGs 可使管后的尾迹区变窄。Hu,　Su 和 Wang 等人[7] 运用数值法分析了二次流强度与管后面具有不同配置的三角化 VGs 产生的热传递特性之间的关系。

Wais 等人[8] 通过数值研究了翅片厚度和小翼方向对横流换热器的质量和热效率影响。由于小翼的存在使得流体和热传递表面的热交换有所增强；使流动流向管后的尾迹区，其温度和速度分布也发生变更。Gong,　Wang 和 Lin[9] 通过数值研究在管尾迹区分别配备翅片冲压曲线三角形、梯形和矩形 VGs 的圆管翅片式换热器的流动和传热特性，结果表明该曲线 VGs 不仅有效降低尾迹区的面积，而且可产生二次流以此改善与尾迹区连接的翅片表面的热传递能力。Lin, Liu 和 Mei Lin　等人[10] 对中断的环形槽翅（环形槽位置不同）进行了数值研究，结果表明间断的环形槽有流体导流和抑制分离涡的双重功效这样可降低尾迹区的面积；当雷诺数较低时，间断的环形槽翅表面在相同抽运功率标准下不能有效改善热传递；而当雷诺数较高时，则会获得较好的热传递性能。

Wang，Chen 和 Lin[11] 验证了管翅片换热器（沿翅片表面有半微坑 VG）的空气侧性能。当气流穿过微坑表面，可能发生流动分离，这样便会产生再循环流和上洗流(up-wash　flow)。Kanokjaruvijit 和 Martinezbotas[12] 指出综合考虑经济、制造和压力损失等方面半球形为最佳选择。Yang, Wun 和 Chen 等人[13] 通过实验研究了有不同微坑 VG 排列的平直翅片的压强下降和热传递特性，实验发现有微坑 VGs 的翅片比一般翅片几何形更有利。

如果通过管前滞点的质量流动率降低，则局部压降损失可能也会下降。从某种程度上讲，上述微坑　VGs 对流动分布影响较小。尽管如此，关于降低紧靠管前滞点区域中的压降损失的其他方法则鲜有报道；鉴于此，研究人员提出在管的前滞点前面设置分流器（FRs）以便减少管子周围的机械能量损耗。为了测试配有曲边三角形 VGs 的 FRs 对翅片的热传递和摩擦性能影响，研究人员运用优良翅片（冲压的曲边三角形 VGs）在真实换热器进行性能试验，其中将翅片间距的影响也考虑在列。

1. 实验设置

在特定的测试平台上进行换热器性能试验，如图 1 所示。测试平台由一个开环低速风洞、一个水循环系统和一个可控硅加热器的组成。换热器安装在风洞的实验测试区。

1.1 空气环路及水环路

空气系统主要由电动机、引风机、扩散器区、过渡区、测试区、收敛区、校正区和测试区组成。穿过风洞的气流和参与换热器热传递过程的所有因素均设置在测试区。通过引风机出口处的蝶形阀开度控制气流速度，阀门开口尺寸决定了气流流速。

水系统主要包括水泵组、加热设备、水流速调节设备、水温调节设备、水体积流率测量设备、水箱和通气管。水回路系统包含两个不同尺寸的加热柜且其总加热功率约为 90kW；加热后，热水在水泵作用下沿管线流动到换热器中。利用硅控加热器加热循环水，然后在风洞通过空气流动冷却，最后通过热水器返回到水箱中。

1.2 温度测量

热电阻温度计是在中等低温区域常用的温度测量工具之一，用于空气温度测量；其由热阻网络和双臂电桥组成可测量电阻。我们可以温度和金属电阻的线性关系为基础计算空气温度；但是热水温度则由精度高达 0.05°C 的玻璃棒形温度计直接测量。

1.3 压力测量

两个静压孔位于测量区域壁上，且两个静压管连接到倾斜微压计处；因此，进气口的静压和换热器的空气侧压降可通过倾斜微压计的液柱高度读取进行计算；换热器水侧进出口压力则利用精度高达 0.16 等级的弹簧型压力计进行测量；空气侧质量流速通过三个局部流速进行计算，而这三个局部流速则由位于测试区的皮托管流量计测量；皮托管流量计需连接到补偿型微压计上；根据所测试的换热器空气侧体积流速，选择七个不同的测试点，每个测试点测量三次以获取平均值。

表 1 管翅片式换热器的几何尺寸

Table 1 Geometric dimensions of fin-and-tube heat exchangers.

类型	S_1 (mm)	S_2 (mm)	D_o (mm)	δ (mm)	S_3 (mm)	β (°)	V_l (mm)	V_h (mm)	a (mm)	b (mm)	c (mm)
平直翅片	25.3	22.0	8.9	0.12	-	-	-	-	-	-	-
CTVGs	25.3	22.0	8.9	0.12	-	58	8.9	2.0	-	-	-
CTVGs+FRs	25.3	22.0	8.9	0.12	8.4	58	8.9	4.0	3.0	2.0	1.5

其中，S_1：管道之间的横向距离；S_2：管道之间的纵向距离；D_o：管道外径；δ：翅片厚度；S_3：管道与分流

器的距离；β：起始点之前的底部边缘与孔的中心之间和停滞点的角度；V_l：涡产生器长度；V_h：涡产生器高度；a:分流器长度；b:分流器宽度；c:分流器高度。

在实验过程中水的体积流率、进水温度、空气的体积流率和进气口温度固定，仅在一定程度上调节空气速度。在获得数据前，需进行空气侧和水侧的热平衡，使两者之间的热平衡误差小于 5%。

本研究中测试了两种不同的曲边三角形 VG 型，并与仅有 FRs 冲压的翅片和平直翅片作对比。表 1 中罗列了详细的几何参数，图 2、3 和 4 为示意图。所有的管和翅片均由紫铜制成，测试区域则由 10 cm 厚棉被所覆盖以降低向周围的热损失。

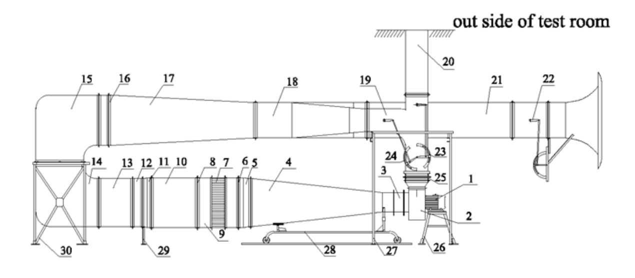


图 1. 真正换热器性能试验设置示意图 1 发电机，2 离心式通风机，3 软管，4 扩散区，5 过渡区，6 进口空气温度传感器，7 换热器，8 出口温度传感器，9 测试区，10 收敛区，11 过渡区，12 校正网络，13 平稳区，14-15 旋转，16 校正网络，17 扩散管，18 接头体，19 空气分界管，20 出气口，21 进气口，22-24 蝶形阀，25 通风机出口，26-30 支撑架

Fig.1. Schematic diagram of experimental setup for performance of real heat exchanger 1 electromotor, 2 centrifugal ventilator, 3 soft tube, 4 diffuser section, 5 transition section, 6 inlet air temperature sensor, 7 heat exchanger, 8 outlet air temperature sensor, 9 test section, 10 converging section, 11 transition section, 12 rectification net, 13 calming section, 14-15 turning, 16 rectification net, 17 divergent duct, 18 joint body, 19 air dividing duct, 20 air outlet, 21 air inlet, 22-24 butterfly valve, 25 outlet of ventilator, 26-30 supporting frame.

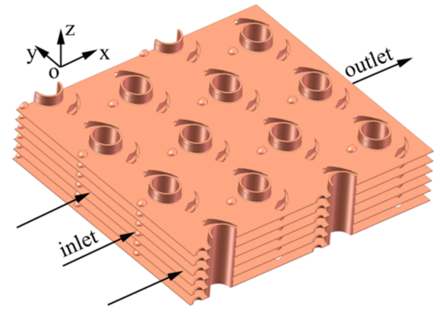


图 2 配备 CTVGs 和 FRs 的圆管翅片式换热器示意图

Fig.2. Schematic view of circular tube bank fin heat exchanger with CTVGs and FRs

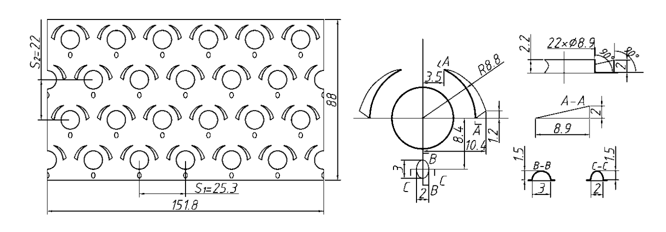


图 3.分流器和曲边三角形 CTVGs（I）

Fig.3. Flow redistributors and curve triangular VGs（I）

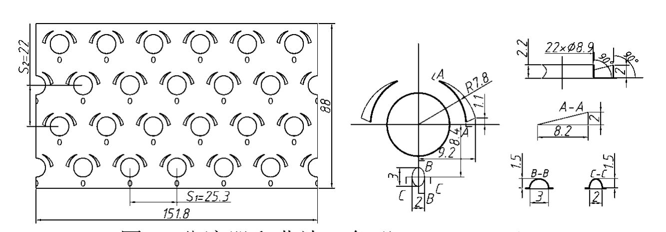


图 4. 分流器和曲边三角形 CTVGs（II）

Fig.4. Flow redistributors and curve triangular VGs（II）

2. 数据简化

采用平均法，算式中运用的传热速率是根据下式计算的空气侧和水侧的传热率：

$$Q_a = m_a c_{p,a} \Delta T_a \quad (1)$$

$$Q_w = m_w c_{p,w} \Delta T_w \quad (2)$$

$$Q_m = (Q_a + Q_w)/2 \quad (3)$$

KF 为总传热系数和面积乘积：

$$KF = Q_m / \Delta T_m \quad (4)$$

对数平均温差：

$$\Delta T_m = \frac{[(T_{w1} - T_{a2}) - (T_{w2} - T_{a1})]}{\ln[(T_{w1} - T_{a2})/(T_{w2} - T_{a1})]} \quad (5)$$

整体热传递阻力为：

$$1/KF = \frac{1/(\eta_o h_a F_o) + D_o \ln(D_o / D)}{(2\lambda_w F_1) + 1/(h_w F_w)} \quad (6)$$

H_w 根据下式得出：

$$h_w = (Nu_w \lambda_w)/D \quad (7)$$

迪图斯-贝尔特相关性用来计算水侧的 Nu

$$Nu_w = 0.023 Re_w^{0.8} Pr_w^{0.3} \quad (8)$$

Re_w(水侧的雷诺数)：

$$Re_w = (\rho_w W_w D)/\mu_w \quad (9)$$

整体翅片效率 η_0，等于翅片和基座的实际热传递率除以当翅片与基座温度相同时的热传递率。该算式可用效率（η），翅片表面积（F_2）和总表面积（F_0）表示：

$$\eta_o = 1 - F_2 / F_o (1 - \eta) \quad (10)$$

$$F = F_o = F_1 + F_2 \quad (11)$$

此处，F_1 和 F_2 分别是基座和翅片的表面积。

η 是翅片效率，通过施密特 14 描述的近似方法计算得出：

$$\eta = \tanh(m r_c \phi)/(m r_c \phi) \quad (12)$$

此处，

$$m = \sqrt{2h_a/(\lambda\delta)} \quad (13)$$

$$\phi=(R_{eq}/r_c-1)[1+0.35\ln(R_{eq}/r_c)] \quad (14)$$

$$R_{eq}/r_c=1.27(X_M/r_c)(X_L/X_M-0.3)^{1/3} \quad (15)$$

$$X_L=\left(\sqrt{(S_1/2)^2+(S_2)^2}\right)/2 \quad (16)$$

$$X_M=S_1/2 \quad (17)$$

空气侧的平均 Nu 为:

$$Nu_a=(h_aD_e)/\lambda_a \quad (18)$$

空气侧的 Re 为:

$$Re_a=(\rho_a u_{max} D_e)/\mu_a \quad (19)$$

空气密度 ρ_a, 则根据理想气体定律用平均气压和平均气温计算得出:

$$\rho_a=P_a/R_aT_{am} \quad (20)$$

空气侧的摩擦因子为:

$$f_a=2\Delta P_a\cdot D_e/(\rho_a u_{max}^2\cdot L) \quad (21)$$

此处，D_e 是空气侧的水压直径，通过下列算式计算得出:

$$D_e=4V_e/F_e \quad (22)$$

一个换热器的性能通常用热传递和摩擦特性表示。在换热器中很难同时降低摩擦并增加热传递，但这仍可成为设计者的一个目标。因此，在研究中广泛使用 *JF* 因子对比不同设计的换热器。*JF* 因子是面熟换热器的热传递和摩擦特性的一个无量纲数，通过下式计算得出:

$$JF=\left(Nu/Nu_{plain}\right)/\left(f/f_{plain}\right)^{1/3} \quad (23)$$

其中，Nu_{plain} 和 f_{plain} 分别为平直翅片的 Nu 和 f。

3. 数据不确定性

为了验证试验系统，将平直翅片的 Nu_a 和 Gray [15] 的公知相关性进行对比。图 5 描述了 Nu_a 和 f_a 随 Re_a 的变化。Re_a 等于 11757.7 时，当前数据和 Gray 公知相关性之间 Nu_a 的最大差异为 8.65%，当 Re_a 等于 6005.8 时，Nu_a 的最小差异为 0.46%；而当 Re_a 等于 3289.8 时，当前数据与 Chang 和 Wang[16] 公知相关性之间 f_a 的最大差异为 12.39%，当 Re_a 等于 7423.4 时，f_a 的最小差异为 2.03%。在实验模型中没有严格限定翅片厚度的几何相似性，这影响了流体在进口区的流动，并因此影响了 f_a 和 Nu_a。从有效报告结果中可以看出进口和出口区的压降仅是此类换热器类型总体压降的非常小一部分。在我们的实验设置中，我们使用足够多的管排以便进一步降低这些影响。

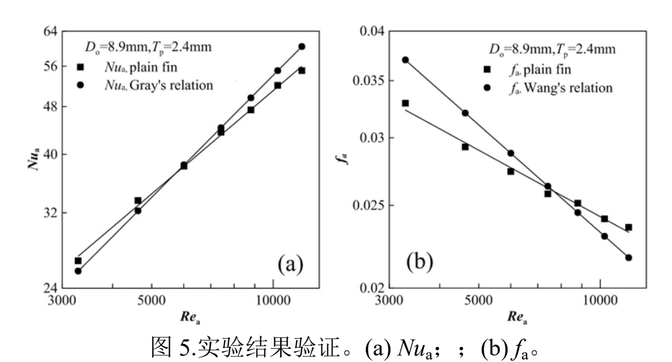


图 5.实验结果验证。(a) Nu_a; ; (b) f_a。

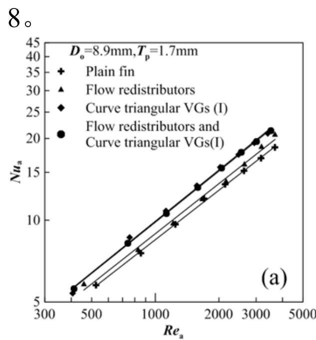
Fig.5. Validation of experimental results: (a) Nu_a; and (b) f_a.

4. 实验结果及讨论

4.1 分流器和曲边三角形 VGs（I）的影响

图 6,7 和 8 对比了当雷诺数范围在 300-5000 且翅片间距在 1.7-2.3 mm 时，CTVGs (I)、含 FRs 的 CTVGs (I)、用 FRs 冲压的翅片和平直翅片的 f_a 和 Nu_a，其他参数仍与表 1 中所列相同。

根据图 6 (a)，Nu_a 随着雷诺数的增加而增加，且含 CTVGs (I)的翅片与用 CTVGs (II) 和 FRs 冲压的翅片之间的 Nu_a 分布差异较小。值得注意的是，在同等条件下含 CTVGs 的翅片其 Nu_a 比平直翅片要高，当雷诺数范围在 300-5000 之间时，两者之间的 Nu_a 差异约为 15.45%-3.01%。同理可分析仅翅片间距有变化的图 7 和图 8。这说明当雷诺数范围在 300-5000 之间时 CTVGs 的传热性能比平直翅片优异。含冲压 CTVGs(I)的翅片能够在其周围产生纵向漩涡，该涡流能够沿主蒸汽方向传播。同时我们也发现当雷诺数超过此范围时，含 CTVGs 和 FRs 的翅片 Nu_a 比平直翅片要高，且当雷诺数范围在 300-5000 之间时两者之间的 Nu_a 差异约为 17.88%-3.49%。如图 6 (b) 所示，f_a 是雷诺数的一个函数，当后者增加时前者降低。当雷诺数范围在 300-5000 之间时有 CTVGs 和 FRs 冲压的翅片其 f_a 分配与含 CTVGs 的翅片接近。应注意的是当雷诺数超过此范围时，有 CTVGs 和 FRs 冲压的翅片其 f_a 比平直翅片多。同理可分析仅翅片间距有变化的图 7 和图 8。



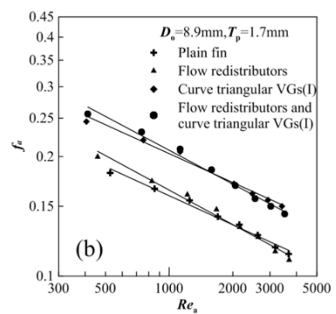
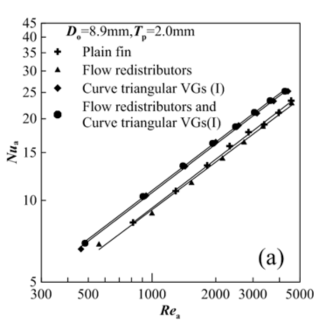


图 6.含 CTVGs (I)和 FRs、CTVGs (I)、仅含 FRs 和平直翅片的热传递性能。当翅片间距为 1.7 mm 时 (a) Nu_a; (b) f_a。

Fig.6. The heat transfer performance of CTVGs (I) and FRs, CTVGs (I), FRs only and Plain fin. (a) Nu_a ;(b) f_a under a fin spacing of 1.7 mm.



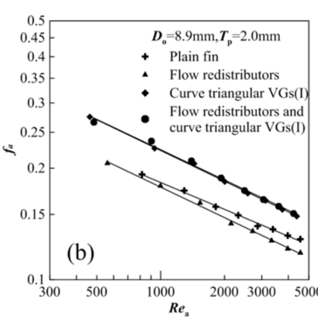
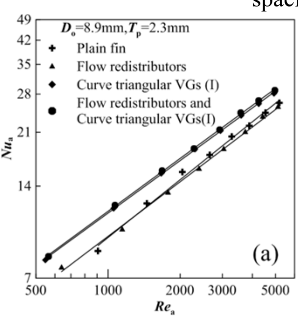


图 7. 含 CTVGs (I)和 FRs、CTVGs (I)、仅含 FRs 和平直翅片的热传递性能。当翅片间距为 2 mm 时 (a) Nu_a；(b) f_a。

Fig.7. The heat transfer performance of CTVGs (I) and FRs, CTVGs (I), FRs only and Plain fin. (a) Nu_a; (b) f_a under a fin spacing of 2 mm.



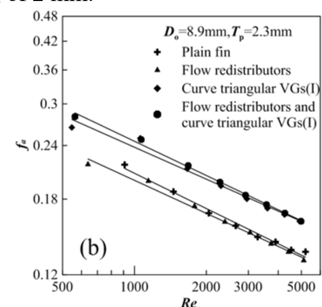


图 8. 含 CTVGs (I)和 FRs、CTVGs (I)、仅含 FRs 和平直翅片的热传递性能。当翅片间距为 2.3 mm 时 (a) Nu_a；(b) f_a。

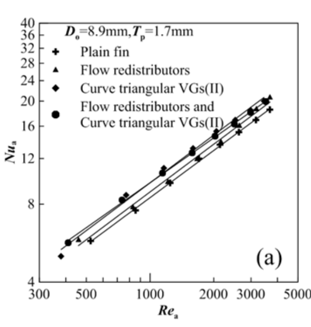
Fig.8. The heat transfer performance of CTVGs (I) and FRs, CTVGs (I), FRs only and Plain fin. (a) Nu_a; (b) f_a under a fin spacing of 2.3 mm.

4. 2 分流器和曲面三角形 CTVGs（II）的影响

图 9,10 和 11 对比了当雷诺数在 300 到 5000 之间且翅片间距范围 1.7-2.3 mm 时，含 CTVGs (II)、CTVGs (II)和 FRs、仅 FRs 冲压的翅片和平直翅片的 f_a 和 Nu_a。其他参数与表 1 中相同。

如图 9 所示，Nu_a 随着雷诺数的增加而增加，含 CTVGs (II) 的翅片和含 CTVGs (II)与 FRs 的翅片之间的 Nu_a 分配差别较小。应该注意的是当雷诺数范围在 300-5000 之间时，在相同条件下含 CTVGs 的翅片其 Nu_a 比平直翅片和仅有 FRs 的翅片要高。同理可分析仅翅片间距有变化的图 10 (a) 和图 11 (a)。这说明当雷诺数范围在 300-5000 之间时 CTVGs 的传热性能比平直翅片优异。含冲压 CTVGs (II)的翅片能够在其周围产生纵向漩涡，该涡流能够沿主蒸汽方向传播。同时我们也发现当测试的雷诺数超过 300-5000 的范围时，含 CTVGs (II) 和 FRs 的翅片其 Nu_a 比平直翅片要高。

如图 9 (b) 所示，f_a 是雷诺数的一个函数，当后者增加时前者降低。当雷诺数范围在 300-5000 之间时有 CTVGs (II) 和 FRs 冲压的翅片其 f_a 分配与含 CTVGs (II) 的翅片接近。应注意的是当测试的雷诺数超过此范围时，有 CTVGs (II)和 FRs 冲压的翅片其 f_a 比平直翅片大很多。同理可分析仅翅片间距有变化的图 10 (b) 和图 11 (b) 。



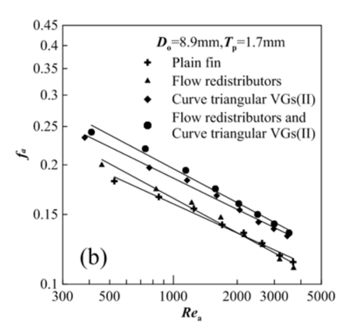
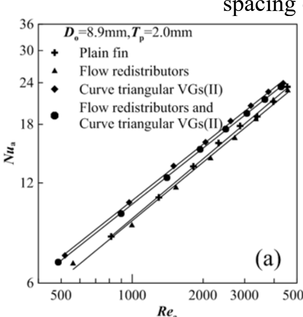


图 9. 含 CTVGs (II) 和 FRs、CTVGs (II)、仅含 FRs 和平直翅片的热传递性能。当翅片间距为 1.7 mm 时 (a) Nu_a；(b) f_a。

Fig.9. The heat transfer performance of CTVGs (II) and FRs, CTVGs (II), FRs only and Plain fin. (a) Nu_a; (b) f_a under a fin spacing of 1.7 mm.



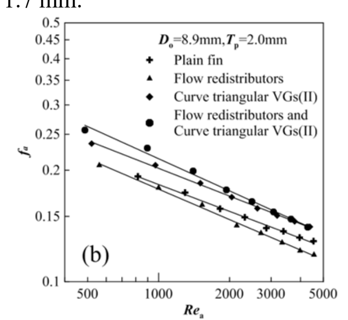
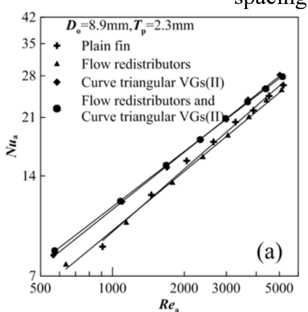


图 10.含 CTVGs (II) 和 FRs、CTVGs (II)、仅含 FRs 和平直翅片的热传递性能。当翅片间距为 2 mm 时 (a) Nu_a；(b) f_a。

Fig.10. The heat transfer performance of CTVGs (II) and FRs, CTVGs (II), FRs only and Plain fin. (a) Nu_a; (b) f_a under a fin spacing of 2 mm.



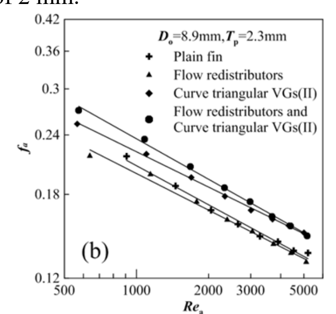


图 11. 含 CTVGs (II) 和 FRs、CTVGs (II)、仅含 FRs 和平直翅片的热传递性能。当翅片间距为 2.3 mm 时 (a) Nu_a；(b) f_a。

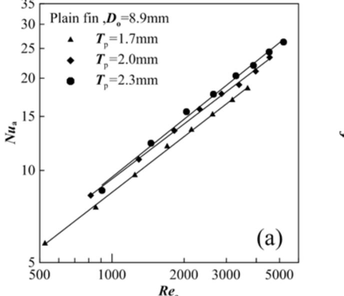
Fig.11. The heat transfer performance of CTVGs (II) and FRs, CTVGs (II), FRs only and Plain fin. (a) Nu_a; (b) f_a at a fin spacing of 2.3 mm.

4. 3 翅片间距的影响

翅片间距是影响配有含 CTVGs 和 FRs 翅片的换热器其热传递性能的一个参数。翅片间距变化范围为 1.7-2.3 mm，其他参数与表 1 相同。

图 12 描述了在平直翅片换热器中当雷诺数增加时 Nu_a 和 f_a 的变化。从图 12 (a) 中我们可以看出 Nu_a 随着雷诺数的增加而增加，但当翅片间距为 T_p=2 mm 其 Nu_a 比 T_p=2.3 mm 时稍小；且当雷诺数范围在 500-5000 时，两者之间的 Nu_a 差异约为 12.48%-2.06%；图 12 (b) 表明无论翅片间距 T_p=1.7 mm，2 mm 或 2.3 mm，f_a 随着雷诺数的增加而减少。而当翅片间距 T_p=1.7 mm 时其 f_a 比翅片间距

T_p=2 mm 或 2.3 mm 时要小；当雷诺数范围在 500-5000 时，他们之间的 f_a 差异约为 28.82%-25.83%。



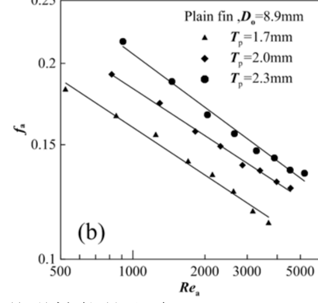
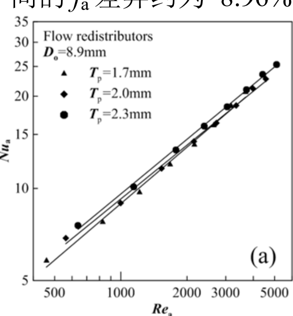


图 12.翅片间距对平直翅片热传递性能的影响：(a) Nu_a; (b) f_a。

Fig.12. The effect of fin spacing on heat transfer performance of Plain fins: (a) Nu_a; and (b) f_a.

图 13 描述了 FRs 冲压的翅片中当雷诺数增加时 Nu_a 和 f_a 的变化。从图 13 (a) 中我们可以看出 Nu_a 随着雷诺数的增加而增加，当雷诺数范围在 500-5000 时，两者之间的 Nu_a 差异约为 4.14%-0.58%；图 13 (b) 表明无论翅片间距 T_p=1.7 mm, 2 mm 或 2.3 mm，f_a 随着雷诺数的增加而减少。而当翅片间距 T_p=1.7 mm 时其 f_a 比翅片间距 T_p=2 mm 或 2.3 mm 时要小；当雷诺数范围在 500-5000 时，他们之间的 f_a 差异约为 8.96%-3.81%。



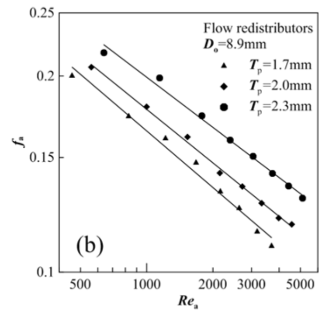
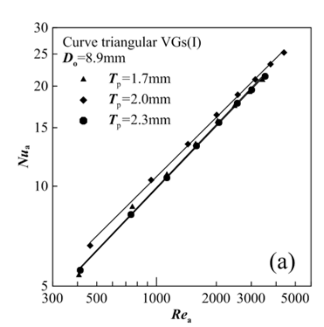


图 13.翅片间距对 FRs 冲压翅片热传递性能的影响：(a) Nu_a;和(b) f_a。

Fig.13. The effect of fin spacing on heat transfer performance of fins punched with FRs: (a) Nu_a; and (b) f_a.

图 14 描述了 CTVGs (I)冲压翅片中当雷诺数增加时 Nu_a 和 f_a 的变化。从图 14 (a) 中我们可以看出 Nu_a 随着雷诺数的增加而增加，但当翅片间距为 T_p=2.3 mm 时其 Nu_a 比 T_p=2 mm 时稍小；且当雷诺数范围在 500-5000 时，两者之间的 Nu_a 差异约为 10.27%-4.09%；图 14 (b) 表明无论翅片间距 T_p=1.7 mm, 2 mm 或 2.3 mm，f_a 随着雷诺数的增加而降低。而当雷诺数较低时，翅片间距 T_p=1.7 mm 时其 f_a 比翅片间距 T_p=2 mm 或 2.3 mm 时要小；雷诺数范围在 500-5000 内，他们之间的 f_a 差异约为 11.63%-10.68%。



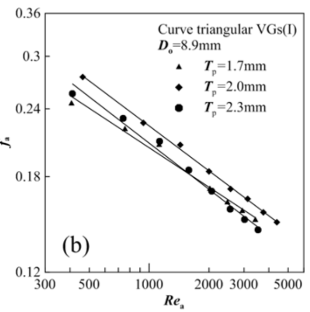
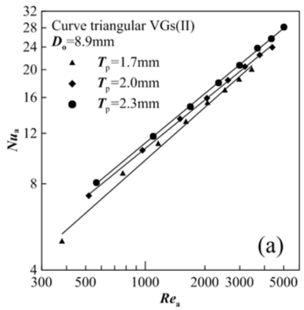


图 14.翅片间距对 CTVGs (I)冲压翅片热传递性能的影响：(a) Nu_a; (b) f_a。

Fig.14. The effect of fin spacing on heat transfer performance of CTVGs (I): (a) Nu_a; and (b) f_a.

图 15 描述了 CTVGs (II)冲压翅片中当雷诺数增加时 Nu_a 和 f_a 的变化。从图 15 (a) 中我们可以看出 Nu_a 随着雷诺数的增加而增加，但当翅片间距为 T_p=2 mm 时其 Nu_a 比 T_p=2.3 mm 时稍小；且当雷诺数范围在 500-5000 时，两者之间的 Nu_a 差异约为 13.89%-5.49%；图 15 (b) 表明无论翅片间距 T_p=1.7 mm, 2 mm 或 2.3 mm，f_a 随着雷诺数的增加而降低。翅片间距 T_p=1.7 mm 时其 f_a 比翅片间距 T_p=2 mm 或 2.3 mm 时要小；雷诺数范围为 500-5000 时，他们之间的 f_a 差异约为 15.85%-12.45%。

图 16 描述了 CTVGs (I) 和 FRs 冲压翅片中当雷诺数增加时 Nu_a 和 f_a 的变化。从图 16 (a) 中我们可以看出 Nu_a 随着雷诺数的增加而增加，但当翅片间距为 T_p=2 mm 时其 Nu_a 比 T_p=2.3 mm 时稍小；且当雷诺数范围在 500-5000 时，两者之间的 Nu_a 差异约为 9.12%-4.96%；图 16 (b) 表明无论翅片间距 T_p=1.7 mm, 2 mm 或 2.3 mm，f_a 随着雷诺数的增加而降低。翅片间距 T_p=1.7 mm 时其 f_a 比翅片间距 T_p=2 mm 或 2.3 mm 时要小；雷诺数范围为 300-5000 时，他们之间的 f_a 差异约为 11.23%-7.04%。



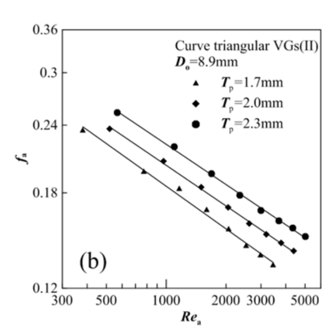
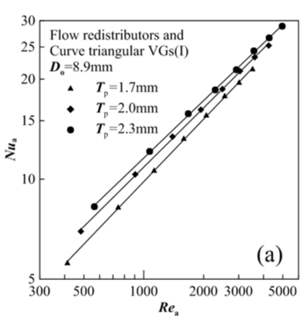


图 15.翅片间距对 CTVGs (II)冲压翅片热传递性能的影响：(a) Nu_a;和(b) f_a。

Fig.15. The effect of fin spacing on heat transfer performance of CTVGs (II): (a) Nu_a; and (b) f_a.



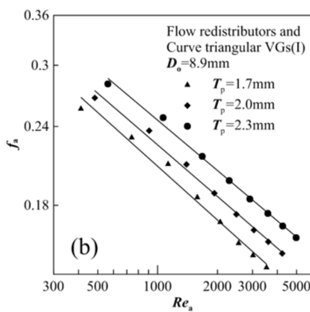
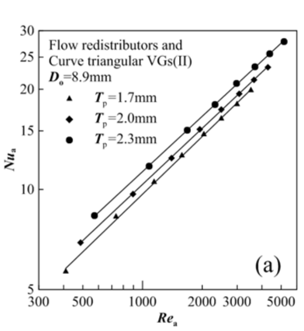


图 16.翅片间距对 CTVGs (I) 和 FRs 冲压翅片热传递性能的影响：(a) Nu_a; (b) f_a。

Fig.16. The effect of fin spacing on heat transfer performance of CTVGs (I) and FRs: (a) Nu_a; and (b) f_a.

图 17 描述了 CTVGs(II)和 FRs 冲压翅片中当雷诺数增加时 Nu_a 和 f_a 的变化。从图 17 (a) 中我们可以看出 Nu_a 随着雷诺数的增加而增加，但当翅片间距为 T_p=2 mm 时其 Nu_a 比 T_p=2.3 mm 时稍小；且当雷诺数范围在 300-5000 时，两者之间的 Nu_a 差异约为 11.05%-7.04%；图 17 (b) 表明无论翅片间距 T_p=1.7 mm, 2 mm 或 2.3 mm，f_a 随雷诺数的增加而降低。翅片间距 T_p=1.7 mm 时其 f_a 比翅片间距 T_p=2 mm 或 2.3 mm 时要小；雷诺数范围为 300-5000 时，他们之间的 f_a 差异约为 11.78%-7.47%。



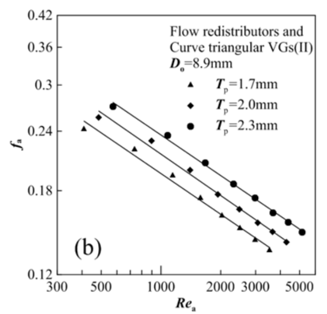


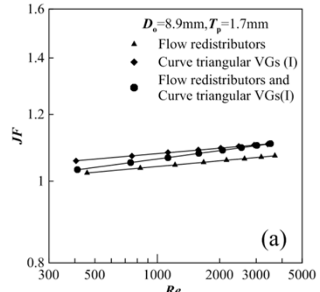
图 17.翅片间距对 CTVGs (II) 和 FRs 冲压翅片热传递性能的影响： (a) Nu_a; (b) f_a。

Fig.17. The effect of fin spacing on heat transfer performance of CTVGs (II) and FRs: (a) Nu_a; and (b) f_a.

4. 4*JF* 因子对比

图 18，19 和 20 描述了 JF 因子随着雷诺数的变化。当雷诺数范围在 300-5000 时，含 CTVGs 和 FRs 的翅片与仅含 FRs 的翅片之间的 *JF* 因子差异约为 17.99%-15.14%；同时，含 CTVGs 和 FRs 与仅含 CTVGs 的翅片之间的 *JF* 因子差异约为 0.05%-3.05%。如图 18 (a) 所示，*JF* 因子随着雷诺数的增加而有略微增加。仅有 FRs 冲压的翅片其 *JF* 比有 CTVGs (I) 和 FRs 冲压的翅片要小。图 18 (a) 对比了当翅片间距为 1.7 mm 时， CTVGs (I)冲压、CTVGs(I)和 FRs 冲压，还有仅 FRs 冲压翅片的 *JF* 因子，此时其作为雷诺数的一个函数。在同等条件下，CTVGs (I)和 FRs 冲压翅片的 *JF* 因子比 CTVGs (I)冲压翅片的要小。当雷诺数超过 3000 时，CTVGs (I) 冲压翅片和 CTVGs (I) 和 FRs 冲压翅片的 *JF* 因子接近相同值；另外在相同雷诺数下仅 FRs 冲压的翅片其 *JF* 因子总是比 CTVGs (I) 冲压翅片小。这表明与仅 CTVGs (I)冲压翅片相比，有 CTVGs (I)和 FRs 冲压翅片的综合传热性能较差。

图 18 (b) 描述了仅 FRs 冲压翅片和仅 CTVGs (II) 冲压翅片中 *JF* 因子随着雷诺数的增加而略微增加，但是随着雷诺数增加含 CTVGs(II)和 FRs 冲压翅片的 *JF* 因子降低却十分明显。仅 FRs 冲压翅片其 *JF* 因子比仅 CTVGs (II) 冲压翅片的要小。此外图 18 (b) 对比了当翅片间距为 1.7 mm 时， CTVGs (II)冲压、CTVGs (II) 和 FRs 冲压、还有仅 FRs 冲压翅片的 *JF* 因子，此时其作为雷诺数的一个函数。在同等条件下（除非雷诺数较低时），CTVGs (II) 和 FRs 冲压翅片的 *JF* 因子比 CTVGs (II)冲压翅片的要小。当雷诺数超过 2000 时，CTVGs (II) 和 FRs 冲压翅片的 *JF* 因子比仅 CTVGs (II) 冲压和 FRs 冲压翅片的 *JF* 因子都要低；另外在相同雷诺数下仅 FRs 冲压的翅片其 *JF* 因子总是比 CTVGs (II) 冲压翅片小。这进一步说明当翅片间距为 1.7 mm 时与仅 CTVGs (II) 冲压翅片相比，有 CTVGs (II) 和 FRs 冲压的翅片综合传热性能较差。



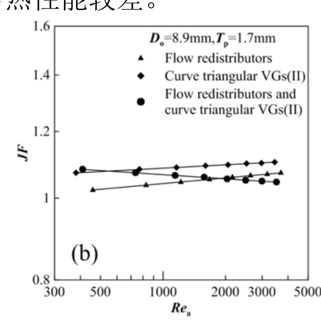


图 18.当翅片间距为 1.7 mm 时，CTVGs (I) 冲压翅片和 CTVGs (II) 冲压翅片的 *JF* 因子对比。

Fig.18. *JF* factor comparison between fins punched with CTVGs (I) and fins punched with CTVGs (II) at a fin spacing of 1.7 mm.

如图 19 (a) 所示，*JF* 因子随着雷诺数的增加而有略微增加。仅有 FRs 冲压的翅片其 *JF* 比有 CTVGs (I) 和 FRs 冲压的翅片要小。图 19 (a) 对比了当翅片间距为 2 mm 时，CTVGs (I) 冲压、CTVGs (I) 和 FRs 冲压，还有仅 FRs 冲压翅片的 *JF* 因子，此时其作 为雷诺数的一个函数。在同等条件下，CTVGs (I) 和 FRs 冲压翅片的 *JF* 因子比 CTVGs (I) 冲压翅片的要小。另外在相同雷诺数下仅 FRs 冲压的翅片其 *JF* 因子总是比 CTVGs (I) 冲压翅片小。这表明当翅片间距为 2 mm 时，与仅 CTVGs (I) 冲压翅片和仅 FRs 冲压的翅片相比，有 CTVGs (I) 和 FRs 冲压翅片的综合传热性能较好。图 19 (b) 描述了 CTVGs (II) 和 FRs 冲压翅片和仅 CTVGs (II) 冲压翅片中 JF 因子随着雷诺数的增加而降低，但是在 FRs 冲压翅片中，随着雷诺数增加

其保持不变。仅 FRs 冲压翅片其 *JF* 因子比仅 CTVGs (II) 冲压翅片的要小。此外图 19 (b) 对比了当翅片间距为 2 mm 时， CTVGs (II) 冲压、CTVGs (II) 和 FRs 冲压，还有仅 FRs 冲压翅片的 *JF* 因子，此时其作为雷诺数的一个函数。在同等条件下，CTVGs (II)和 FRs 冲压翅片的 *JF* 因子比 CTVGs (II) 冲压翅片的要小。

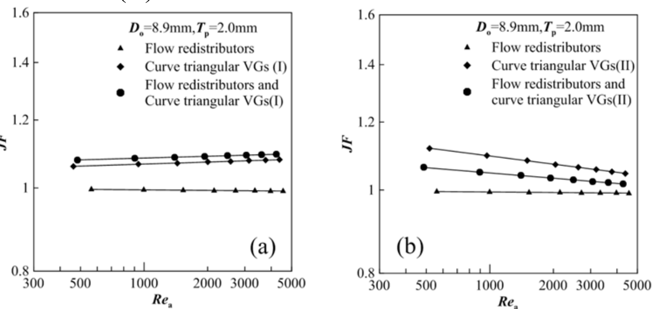
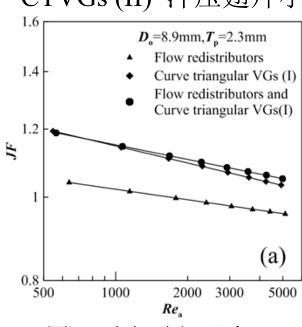


图 19.当翅片间距为 2 mm 时，CTVGs (I) 冲压翅片和 CTVGs (II) 冲压翅片的 *JF* 因子对比。

Fig.19. *JF* factor comparison between fins punched with CTVGs (I) and fins punched with CTVGs (II) at a fin spacing of 2 mm.

如图 20 (a) 所示，*JF* 因子随着雷诺数的增加而明显降低。仅有 FRs 冲压的翅片其 *JF* 比有 CTVGs (I) 和 FRs 冲压的翅片要小。图 20 (a) 对比了当翅片间距为 2.3 mm 时，CTVGs (I) 冲压、CTVGs (I) 和 FRs 冲压、还有仅 FRs 冲压翅片的 *JF* 因子，此时其作为雷诺数的一个函数。在同等条件下，CTVGs (I) 和 FRs 冲压翅片的 *JF* 因子比 CTVGs (I) 冲压翅片的要大。另外在相同雷诺数下仅 FRs 冲压的翅片其 *JF* 因子总是比 CTVGs (I) 冲压翅片小。这表明与仅 CTVGs (I)冲压翅片相比，有 CTVGs (I) 和 FRs 冲压翅片的综合传热性能较好。

图 20 (b) 描述了 *JF* 因子随着雷诺数的增加而明显降低。仅 FRs 冲压翅片其 *JF* 因子比仅 CTVGs (II)冲压翅片的要小。此外，图 20 (b) 对比了当翅片间距为 2.3 mm 时，CTVGs (II) 冲压、CTVGs (II) 和 FRs 冲压，还有仅 FRs 冲压翅片的 *JF* 因子，此时其作为雷诺数的一个函数。在同等条件下（除非雷诺数较低时），CTVGs (II) 和 FRs 冲压翅片的 *JF* 因子比 CTVGs (II) 冲压翅片的要小。当雷诺数相同时，仅 FRs 冲压翅片其 *JF* 因子值总是比 CTVGs (II) 冲压翅片小。



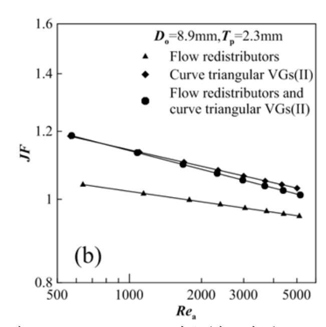


图 20.当翅片间距为 2.3 mm 时，CTVGs (I) 冲压翅片和 CTVGs (II) 冲压翅片的 *JF* 因子对比。

Fig.20. *JF* factor comparison between fins punched with CTVGs (I) and fins punched with CTVGs (II) at a fin spacing of 2.3 mm.

5. 结论

为了精确评估曲边三角形 VGs 和分流器的热传递特性，本研究分析了两种 CTVG 设计并进行相互对比、与平直翅片或含 FRs 冲压翅片相对比。结论如下：

（1）无论翅片间距如何，含 CTVGs 和 FRs 或仅含 CTVGs 的冲压翅片的热传递特性高于平直翅片。同时，在所考虑的翅片间距，分流器 FRs 没有改善平直翅片的换热性能。

（2）在相同条件下 CTVGs 和 FRs 冲压翅片的热传递特性与 CTVGs 冲压的翅片十分相似。此外在同等条件下 CTVGs(1)和 FRs 冲压翅片的 *JF* 因子比 CTVGs(II) 冲压翅片的要高，当雷诺数范围在 700 到 4900 时，两者之间的 *JF* 因子差异为 0.05%-3.05% 。这说明运用 FRs 和 CTVGs (1)冲压的翅片其热传递性能更好。

（3）我们发现当雷诺数增加时 Nu_a 也增加，不论 CTVGs 和 FRs 冲压翅片，CTVGs 冲压翅片或 FRs 冲压翅片，当翅片间距 T_p=1.7 mm 时，其 Nu_a 比 T_p=2 mm 或 T_p=2.3 mm 时要小；当翅片间距 T_p=1.7 mm 时，其 f_a 比 T_p=2 mm 或 T_p=2.3 mm 时要小。

参考文献

[1] Fiebig M. Embedded Vortices in Internal Flow - Heat Transfer and Pressure Loss Enhancement [J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 1995, **16** (5): 376-388.

[2] Jacobi A M and Shah R K. Heat Transfer Surface Enhancement Through the Use of Longitudinal Vortices – A review of Recent Progress [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 1995, **11** (3) : 295-309.

[3] JIN S L, YING Haowu, JIIN Y J. Heat transfer and fluid flow analysis in plate-fin and tube heat exchangers with a pair of block shape vortex generators [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2004, **47** (19–20) : 4327-4338.

[4] Joardar A and Jacobi A M. Heat transfer enhancement by winglet-type vortex generator arrays in compact plain-fin-and-tube heat exchangers [J]. International Journal of Refrigeration, 2008, **31** (1) : 87-97.

[5] HE Yaliang, Han H, TAO Wenquan, et al. Numerical study of heat-transfer enhancement by punched winglet-type vortex generator arrays in fin-and-tube heat exchangers [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2012, **55** (21–22) : 5449-5458.

[6] WANG Wenjin, BAO Yang, and WANG Youqing. Numerical investigation of a finned-tube heat exchanger with novel longitudinal vortex generators [J]. Applied Thermal Engineering, 2015, **86** (1) : 27-34.

[7] HU Wanling, SU Mei, WANG Liangcheng, et al. The optimum fin spacing of circular tube bank fin heat exchanger with vortex generators [J]. Heat and Mass Transfer, 2013, **49** (9) : 1271-1285.

[8] Piotr Wais. Influence of fin thickness and winglet orientation on mass and thermal efficiency of cross-flow heat exchanger [J]. Applied Thermal Engineering, 2016, **102** (1) : 184-195.

[9] GONG Bao, WANG Liangbi, and LIN Zhimin. Heat transfer characteristics of a circular tube bank fin heat exchanger with fins punched curve rectangular vortex generators in the wake regions of the tubes [J]. Applied Thermal Engineering, 2015, **75** (1) : 224-238.

[10] LIN Zhimin, LIU Caiping, LIN Mei, et al. Numerical study of flow and heat transfer enhancement of circular tube bank fin heat exchanger with curved delta-winglet vortex generators [J]. Applied Thermal Engineering, 2015, **88** (1) : 198-210.

[11] WANG Chichuan, CHEN Kuanyu, LIN Y T. Investigation of the semi-dimple vortex generator applicable to fin-and-tube heat exchangers [J]. Applied Thermal Engineering, 2015, **88** (1) : 192-197 .

[12] Koonlaya K, Ricardo F M. Heat transfer correlations of perpendicularly impinging jets on a hemispherical-dimpled surface [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2010, **53** (15–16): 3045-3056.

[13] YANG Kaishing, Wun Kuoliang, CHEN Ingyoun, et al. Experimental investigation of high performance thermal module with dimple vortex generators [R]. Taipei: Presented at the 2010 5th International Microsystems Packaging Assembly and Circuits Technology Conference, 2010: 1-4.

[14] Schmidt T E. Heat transfer calculation for extended surfaces [J]. Refrigerating Engineering, 1949, **57** (1) : 351–357.

[15] Gray D L and Webb R L. Heat transfer and friction correlations for plate finned-tube heat exchangers having plain fins [R]. San Francisco: Presented at the Proceedings of the 8th International Heat Transfer Conference, 1986: 2745-2750.

[16] CHANG Y J, WANG Chichuan. A generalized heat transfer correlation for Iouver fin geometry [J]. International Journal of heat and mass transfer, 1997, **40** (3) : 533-544 .